

«Гідравліка, гідро та пневмопривід»

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання індивідуальних завдань з
дисципліни за освітньо-професійною програмою
першого (бакалаврського) рівня

*Рекомендовано Науково-методичною радою ТОВ
«ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»
(протокол № 6 від «24» травня 2024 р.)
Обов'язково до розміщення в репозитарії*

Запоріжжя 2024

Гідравліка, гідро- та пневмопривід: методичні рекомендації до виконання індивідуальних завдань з дисципліни за освітньо-професійною програмою першого (бакалаврського) рівня/ Уклад. Козачина В.А. Запоріжжя, ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА», 2024. 26 с.

Самостійне електронне текстове мережеве видання

Затверджено на засіданні кафедри
природничо-наукових та
загальноінженерних дисциплін
Протокол № 14 від «21» травня 2024 р.

Узгоджено:
Секретар Редакційної ради

 Малій Х. В.
«22» травня 2024 р.

© ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ
«МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»,
2024

Мета роботи

Навчитись використовувати закони рівноваги та руху рідини, методики розрахунку елементів гідро- та пневмоприводу для розв'язання практичних завдань в галузі проектування та розрахунку гідро- та пневмоприводів.

ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ №1 «ГІДРАВЛІКА»

Гідравліка – це наука, що визначає закони рівноваги і руху рідини та газу, розробляє методи застосування цих законів для вирішення практичних питань.

Гідравліка складається з таких розділів: гідростатика, гідродинаміка. У гідростатиці розглядаються закони рівноваги рідини та їх використання для розв'язання практичних задач, у гідродинаміці – закони руху рідини та їх використання для розв'язання практичних задач.

Рідини діляться на два види:

- крапельні (мають великий опір стисненню та малий опір повздовжнім переміщенням);
- газоподібні (мають малий опір як стисненню, так і повздовжнім переміщенням).

При розв'язанні практичних задач користуються поняттям ідеальної рідини – нестисливого середовища, в якому відсутнє внутрішнє тертя між окремими частинками.

До основних фізичних властивостей рідини відносяться питома вага, густина, стисливість, температурне розширення, в'язкість.

Питома вага рідини γ – це вага одиниці об'єму рідини:

$$\gamma = \frac{G}{V}, \left[\frac{H}{m^3} \right].$$

Густина рідини ρ – це маса одиниці об'єму рідини:

$$\rho = \frac{m}{V}, \left[\frac{kg}{m^3} \right].$$

Питома вага та густина рідини пов'язані між собою виразом:

$$\gamma = \rho g.$$

Стисливість *рідини* – це властивість рідини змінювати об'єм при зміні тиску, характеризується коефіцієнтом об'ємного стиснення β_v :

$$\beta_v = -\frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta p}.$$

Температурне розширення рідини – це властивість рідини змінювати свій об'єм при зміні температури, характеризується коефіцієнтом температурного розширення β_t :

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta t}.$$

В'язкість рідини – це властивість рідини чинити опір відносному руху (зсуву) частинок рідини. Сили, що виникають в результаті ковзання шарів частинок рідини, називаються силами внутрішнього тертя або силами в'язкості.

Згідно закону Ньютона, сили в'язкості прямо пропорційні швидкості відносного руху та площі дотичних шарів:

$$F_{\text{вн}} = \pm \mu S \frac{du}{dh},$$

де μ – динамічна в'язкість, Па·с, S – площа дотичних шарів, м², du/dh – градієнт швидкості, с⁻¹.

Для розв'язання практичних задач також використовується кінематична в'язкість ν , м²/с:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}.$$

Однією з одиниць вимірювання кінематичної в'язкості є Ст (Стокс):

$$1 \text{ Ст} = 10^{-4} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; 1 \text{ сСт} = 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

1. ГІДРОСТАТИКА – це розділ гідравліки, що вивчає закони рівноваги нерухомої рідини.

Рідина, що перебуває у спокої, знаходиться під дією зовнішніх сил двох категорій: масових та поверхневих. Під дією зовнішніх сил у кожній точці рідини виникають внутрішні сили, що характеризують її напружений стан (тиск у точці).

Середній гідростатичний тиск p_c – це відношення сумарної сили гідростатичного тиску P до площі поверхні ω , на яку вона діє:

$$p_c = \frac{P}{\omega}.$$

Якщо зменшувати площину ω , то середній гідростатичний тиск буде наближатись до певної границі, що виражає гідростатичний тиск у точці p :

$$p = \lim_{\omega \rightarrow 0} \frac{P}{\omega}, [p] = 1 \text{ Па}.$$

Гідростатичний тиск має наступні властивості:

1. Гідростатичний тиск завжди направлений по внутрішній нормалі до площини, на яку діє.

2. Гідростатичний тиск у будь-якій точці рідини діє однаково у всіх напрямках, тобто не залежить від кута нахилу площини, на яку діє.

3. Величина гідростатичного тиску залежить від положення точки, в якій він визначається.

Третя властивість гідростатичного тиску висвітлена у **основному рівнянні гідростатики**:

$$p = p_0 + \rho gh,$$

де p – гідростатичний тиск у точці на глибині h , p_0 – тиск на вільній

поверхні.

Абсолютний, або повний, гідростатичний тиск $p_{абс}$ складається з зовнішнього тиску на вільну поверхню рідини p_0 та манометричного (надлишкового тиску) $p_{ман}$, що створюється шаром рідини над точкою, що розглядається.

У відкритій ємності на вільну поверхню рідини діє атмосферний або барометричний тиск $p_{атм}$.

Тиск на рідину нижче атмосферного називають **вакуумом** ($p_{вак}$):

$$P_{вак} = P_{атм} - P_{абс}.$$

Сила повного гідростатичного тиску на плоску фігуру дорівнює абсолютному гідростатичному тиску в центрі тяжіння цієї фігури p_c , помноженому на площу цієї фігури:

$$P = (p_0 + \gamma h_c) \omega$$

Центром тиску називається точка прикладання сили надлишкового гідростатичного тиску. Ордината центру тиску y_c на плоску фігуру визначається за формулою:

$$y_T = y_c + \frac{I_x}{y_c \omega},$$

де I_0 – момент інерції фігури відносно центра мас, y_c – ордината центра мас.

Для графічного зображення закону зміни гідростатичного тиску по глибині використовується епюра тиску. Площа епюри виражає силу тиску, а центр тяжіння епюри – це точка, через яку проходить рівнодіюча сили тиску.

Повна сила гідростатичного тиску на криволінійну поверхню визначається за формулою:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2},$$

де P_x , P_z – відповідно горизонтальна та вертикальна складові повної сили гідростатичного тиску на криволінійну поверхню:

$$P_x = \omega_z \gamma h_c, P_z = \gamma V,$$

ω_z – проекція площі криволінійної фігури на вертикальну вісь, h_c – глибина занурення центру ваги проекції криволінійної площини на вертикальну вісь; V – тіло тиску – об'єм рідини, вага якої є вертикальною складовою повної сили гідростатичного тиску на криволінійну поверхню.

Тіло тиску обмежене криволінійною поверхнею, її проекцією на п'єзометричну площину та вертикальними направляючими цієї проекції.

2. Гідродинаміка розглядає закони руху рідини. Параметри, що характеризують рух рідини – тиск та швидкість – змінюються у потоці рідини у просторі та з часом. Основною задачею гідродинаміки є дослідження зміни цих параметрів у потоці рідини, тобто знаходження вигляду функцій:

$$\begin{cases} p = f_1(x, y, z, t), \\ u = f_2(x, y, z, t), \end{cases}$$

де u, p – швидкість та тиск у точці, що розглядається; x, y, z – координати точки; t – час.

Усталений рух рідини – це такий рух рідини, при якому швидкість потоку та тиск у будь-якій точці не змінюються з плином часу, тобто є функціями лише координат. Прикладом є витікання рідини з отвору при постійному напорі, а також рух рідини у каналі при незмінному його перерізі та постійній глибині.

Неусталений рух – це такий рух рідини, при якому швидкість потоку та тиск у будь-якій точці змінюються з плином часу, тобто є функціями координат та часу. Прикладом є витікання рідини з отвору при змінному напорі.

Гідравлічні елементи потоку:

1. Живий переріз ω , м^2 – це поперечний переріз потоку, перпендикулярний до напрямку його руху.

2. Змочений периметр χ , м – це частина периметру живого перерізу, по якому потік дотикається до твердих стінок русла.

3. Гідравлічний радіус R , м – це відношення площі живого перерізу до довжини змоченого периметру:

$$R = \frac{\omega}{\chi}.$$

4. Витрата Q , $\text{м}^3/\text{с}$ – це об'єм рідини, що протікає через живий переріз за одиницю часу.

5. Середня швидкість потоку v , $\text{м}/\text{с}$ – це швидкість, яку мали б мати всі частинки рідини в живому перерізі ω для пропуску через нього витрати Q :

$$v = \frac{Q}{\omega}.$$

Рівномірний рух рідини – це усталений рух, при якому середні швидкості та живі перерізи потоку не змінюються по його довжині. Рівномірним можна вважати рух рідини в циліндричній трубі чи каналі незмінного поперечного перерізу і постійної глибини.

Нерівномірний рух рідини – це усталений рух, при якому середні швидкості та живі перерізи потоку змінюються по його довжині. Нерівномірним вважають рух рідини в конічній трубі та у природному руслі.

Рівняння руху рідини:

1) **рівняння нерозривності потоку** (виражає закон збереження маси):

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2 = v \omega = \text{Const.}$$

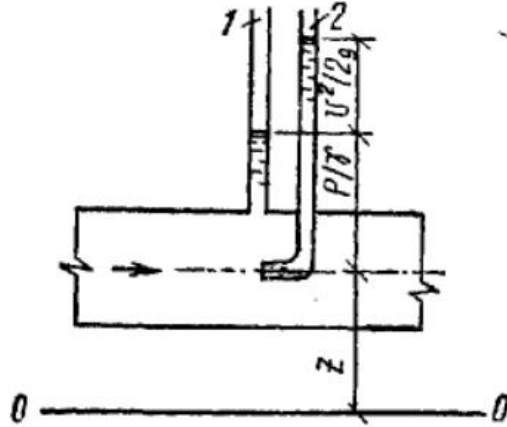
Рівняння нерозривності можна записати у вигляді рівняння незмінності витрати:

$$Q = \text{Const.}$$

2) **рівняння Бернуллі** (виражає закон збереження енергії):

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} + \Delta h = \text{Const.},$$

де $z + p/\gamma$ – п'єзометричний напір; $v^2/2g$ – швидкісний напір; Δh – втрати напору; α – коефіцієнт кінетичної енергії потоку.



Розв'язок багатьох практичних задач гідравліки зводиться до встановлення залежностей, що визначають зміну швидкості та тиску по довжині потоку. Для цього використовуються рівняння нерозривності та рівняння Бернуллі, які мають три невідомі: швидкість, тиск та втрати напору. В якості третього рівняння використовують залежність втрат напору від швидкості та ряду інших факторів.

Втрати напору (енергії) обумовлені опорами двох видів:

- 1) опір по довжині, обумовлений силами тертя;
- 2) місцевий опір, обумовлений зміною напрямку та величини швидкості потоку.

Втрати напору по довжині визначають за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

де Δh_l – втрата напору по довжині; λ – коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі); l – довжина ділянки трубопроводу, d – діаметр трубопроводу (якщо переріз не круглий, то $4R$), v – середня швидкість течії.

Місцеві втрати напору визначають за формулою Вейсбаха:

$$\Delta h_m = \xi \frac{v^2}{2g},$$

де Δh_m – втрата напору по довжині; ξ – коефіцієнт місцевого опору.

Коефіцієнти λ та ξ безрозмірні, вони залежать від багатьох факторів, зокрема, від режиму руху рідини (ламінальний чи турбулентний) та шорсткості стінок.

Основним критерієм для визначення режиму руху рідини є безрозмірний параметр Re (число Рейнольдса):

$$Re = \frac{vd}{\nu},$$

де v – середня швидкість потоку, d – діаметр труби (при безнапірному потоці $4R$), ν – кінематична в'язкість.

Число Рейнольдса, при якому відбувається зміна режиму руху, називається критичним числом Рейнольдса Re_k . Для напірного потоку в круглій трубі $Re_k=2320$, для безнапірного потоку $Re_k=580$. Тобто, якщо для конкретного випадку $Re < Re_k$ – режим руху ламінарний, якщо $Re > Re_k$ – режим руху турбулентний.

При напірному ламінарному русі рідини в трубопроводі коефіцієнт гідравлічного тертя залежить лише від числа Рейнольдса:

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

Існують три області визначення коефіцієнта гідравлічного тертя при турбулентному русі:

1. Область гідравлічно гладких труб при $Re=2320\dots 10d/\Delta_e$ (Δ_e – еквівалентна шорсткість):

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

В цій зоні втрати напору пропорційні середній швидкості в степені 1,75.

2. Перехідна область або область доквадратичного опору при $Re=(10\dots 500)d/\Delta_e$:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_e}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}.$$

Втрати напору в цій області пропорційна середній швидкості в степені 1,75...2.

3. Область гідравлічно шорстких труб або область квадратичного опору при $Re > 500d/\Delta_e$:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_e}{d} \right)^{0,25}.$$

Місцеві втрати енергії обумовлені так званими місцевими гідравлічними опорами, тобто місцевими змінами форми та розмірів русла, які викликають деформацію потоку. Про протіканні рідини через місцеві опори відбувається зміна її швидкості та зазвичай виникають вихори.

Коефіцієнт ξ для кожного місцевого опору визначається експериментальним шляхом, але у певних випадках може бути визначений теоретично з деякими допущеннями. Так, для різкого розширення формула втрат напору (формула Борда) має вигляд:

$$\Delta h_{PP} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$

Оскільки за умовою нерозривності $v\omega = \text{Const}$, то:

$$\Delta h_{PP} = \frac{v_1^2}{2g} \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 = \frac{v_2^2}{2g} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2.$$

Отже, коефіцієнт місцевого опору при раптовому розширенні визначається наступним чином:

$$\xi_1 = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2, \text{ або } \xi_2 = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2.$$

Коефіцієнт місцевого опору при раптовому звуженні визначають за формулою:

$$\xi_{p.z.} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2.$$

де ε – коефіцієнт стискання струменя, який являє собою відношення площі перерізу стиснутого струменя у вузькому трубопроводі ω_{cm} до площі перерізу вузької труби ω_2 :

$$\varepsilon = \frac{\omega_{cm}}{\omega_2}.$$

Коефіцієнт стискання струменя ε може бути визначений за формулою Альтшуля:

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n},$$

де $n = \omega_2 / \omega_1$ – ступінь стискання струменя.

Коефіцієнт опору при раптовому повороті труби круглого поперечного перерізу на кут α можна визначити за формулою:

$$\xi_\alpha = \xi_{90^\circ} (1 - \cos \alpha),$$

де ξ_{90° – значення коефіцієнта опору для кута 90° . Для наближених розрахунків слід приймати $\xi_{90^\circ} = 1$.

При розрахунку загальних втрат напору користуються принципом накладення втрат шляхом сумування втрат напору на прямолінійних ділянках та в місцевих опорах. Цей метод є справедливим тільки в тому випадку, якщо місцеві опори розташовані на достатньо великій відстані один від одного ($l \geq 20 \div 50d$), тобто між ними є прямолінійна ділянка, на якій змінений після виходу з одного місцевого опору потік встигає стабілізуватись та прийняти перед наступним такий же вигляд, як і перед першим.

Відстань між місцевими опорами можна визначити за формулою:

$$l_{en} \geq d \left(\frac{12}{\lambda} - 50\right)$$

де $l_{\text{вп}}$ – довжина впливу місцевого опору; λ – коефіцієнт гідравлічного тертя труби, на якій розташований місцевий опір; d – діаметр труби.

Швидкість витікання рідини з малого отвору в тонкій стінці (отвір вважається малим при $d < 0,1H$, де d – висота отвору, H – напір, під дією якого відбувається витікання; стінка вважається тонкою, якщо струмінь, що витікає, дотикається лише до кромки отвору, який направлений всередину резервуару, і не дотикається до бокової поверхні отвору):

$$v_c = \varphi \sqrt{2gH_{\text{пр}}},$$

де $H_{\text{пр}} = H + \frac{P_0}{\rho g} - \frac{P_a}{\rho g}$ – приведений напір, $\varphi = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta_0}}$ – коефіцієнт швидкості.

При цьому витрата рідини визначається за формулою:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_{\text{пр}}},$$

де μ – коефіцієнт витрати отвору.

Насадком називається коротка труба ($l = (3 \div 4)d$), яка приєднана до отвору.

Швидкість при витіканні з насадка:

$$v = \varphi \sqrt{2gH},$$

де $\varphi = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{\zeta_0}{\varepsilon^2} + (\frac{1}{\varepsilon} - 1)^2 + \lambda \frac{l}{d}}}$ – коефіцієнт швидкості.

Витрати рідини через насадок визначається за формулою:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}.$$

Середні значення коефіцієнтів витрати води з різних отворів та насадок

Типи отворів та насадок	φ	ε	μ
Круглий отвір в тонкій стінці	0,97	0,62-0,64	0,61
Зовнішня циліндрична насадка	0,82	1,0	0,82
Внутрішня циліндрична насадка	0,707	1,0	0,707
Конічна східна насадка $\beta = 13^\circ 24'$	0,964	0,982	0,946
Конічна розхідна насадка $\beta = 8^\circ$	0,45	1,0	0,45
Конусоїдальна насадка	0,98	1,0	0,98

ВАРІАНТИ ЗАВДАННЯ ДО ІНДИВІДУАЛЬНОЇ РОБОТИ №1

1. Манометр, що підключений до закритого резервуару з нафтою ($\rho_n = 850 \text{ кг/м}^3$), показує надлишковий тиск $p_m = 10 + 5 \cdot N$ кПа (рис. 1). Визначити рівень нафти у резервуарі, якщо рівень рідини у п'єзометрі $h_p = 1 + 0,1 \cdot N$ м, а відстань від точки підключення до центру манометра

$z=0,5+0,05 \cdot N$ м. Атмосферний тиск прийняти рівним $p_{\text{атм}}=101,3$ кПа (N – номер студента у списку групи).

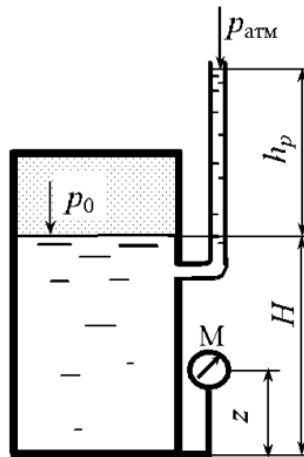


Рис. 1.

2. Визначити силу, що відриває напівсферичну кришку від основи резервуару, що заповнений водою, діаметр кришки $d=1+0,05 \cdot N$ м, $H=2+0,25 \cdot N$ м, $h=1+0,2 \cdot N$ (N – номер студента у списку групи).

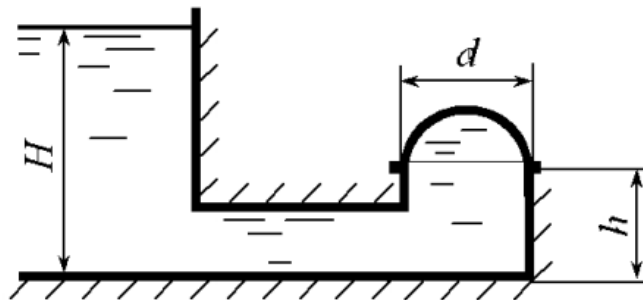


Рис. 2.

3. По конічній збіжній трубі рухається бензин ($\rho_6=850$ кг/м³). Визначити діаметр перерізу, в якому відбудеться зміна режимів руху, якщо витрата $Q=0,1+0,05 \cdot N$ л/с, динамічний коефіцієнт в'язкості $\mu=5+0,2 \cdot N \cdot 10^{-4}$ Па·с (N – номер студента у списку групи).

4. Горизонтальна труба діаметром $d=50+5 \cdot N$ мм складається з двох ділянок та з'єднує резервуари (рис. 3), в яких підтримуються постійні рівні $H_1=5+0,25 \cdot N$ м, $H_2=1+0,2 \cdot N$ м. Для кожної ділянки трубопроводу $l=25+0,5 \cdot N$ м. Визначити витрату води, якщо коефіцієнт гідравлічного тертя $\lambda=0,02+0,002 \cdot N$ (N – номер студента у списку групи).

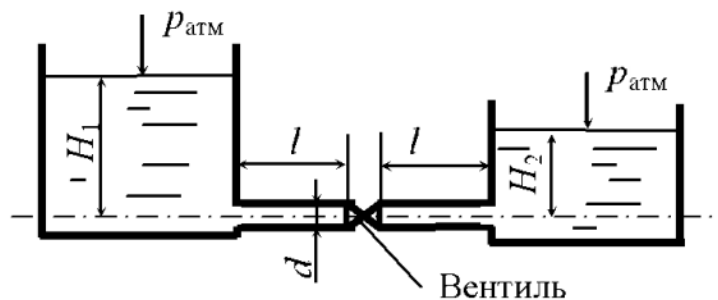
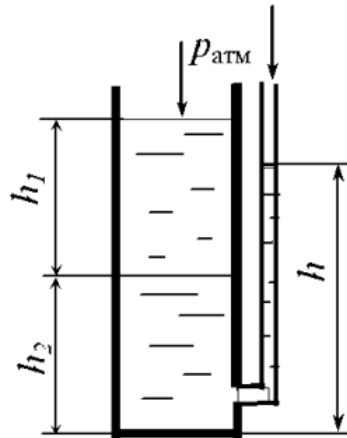


Рис. 3.

ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНОЇ РОБОТИ №1

1. У циліндричній ємності межа поділу мастила та води встановилась на рівні $h_1=1,2$ м. Визначити густину мастила, якщо глибина води $h_2=0,2$ м, а рівень води в п'єзометрі встановився на висоті $h=1,2$ м.



Скориставшись основним рівнянням гідростатики, запишемо рівність тисків відносно дна ємності:

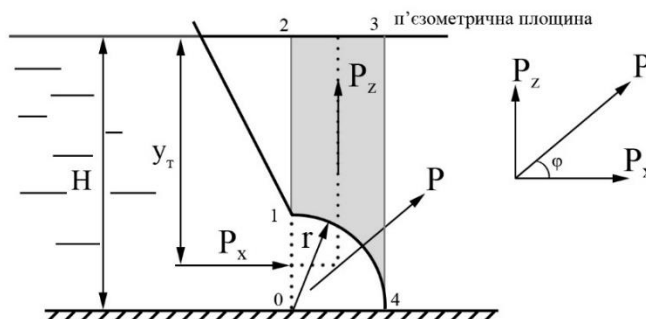
$$p_{атм} + \rho_m g h_1 + \rho_w g h_2 = p_{атм} + \rho_w g h \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \rho_m g h_1 = \rho_w g h - \rho_w g h_2 = \rho_w g (h - h_2).$$

Остаточно отримуємо:

$$\rho_m = \rho_w \frac{h - h_2}{h_1} = 10^3 \frac{1,2 - 0,2}{1,2} = 833 \text{ кг/м}^3.$$

2. Визначити силу гідростатичного тиску на 1 м ширини нижньої криволінійної частини споруди, якщо $H=1,5$ м, $r=0,5$ м.



Горизонтальна складова сили тиску води на криволінійну частину споруди дорівнює силі тиску на вертикальну проекцію цієї поверхні:

$$P_x = \rho g h_y \omega_z = \rho g \left(H - \frac{r}{2} \right) r b = 1000 \cdot 9,8 \left(1,5 - \frac{0,5}{2} \right) 0,5 \cdot 1 = 6130 \text{ Н.}$$

Вертикальна складова сили тиску води дорівнює вазі рідини в об'ємі тіла тиску 1-2-3-4 V_T , що дорівнює:

$$V_T = \left(Hr - \frac{\pi r^2}{4} \right) b = \left(1,5 \cdot 0,5 - \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} \right) \cdot 1 = 0,554 \text{ м}^3.$$

Тоді маємо:

$$P_z = \rho g V_T = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,554 = 5430 \text{ Н.}$$

Сумарна сила тиску води на криволінійну частину споруди:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} = \sqrt{6130^2 + 5430^2} = 8190 \text{ Н.}$$

Відстань від вільної поверхні до лінії дії горизонтальної складової:

$$\begin{aligned} y_T &= y_{\text{ц}} + \frac{I_0}{\omega y_{\text{ц}}} = \left(H - \frac{r}{2} \right) + \frac{br^3}{12br \left(H - \frac{r}{2} \right)} = \\ &= \left(1,5 - \frac{0,5}{2} \right) + \frac{0,5^2}{12 \cdot 0,5 \left(1,5 - \frac{0,5}{2} \right)} = 1,267 \text{ м.} \end{aligned}$$

3. Який режим руху води встановиться при діаметрі напірної труби $d=250\text{мм}$, температурі $t=15^\circ\text{C}$, витраті $Q=12 \text{ л/с}$?

Середня швидкість потоку:

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2}.$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{4Q}{\pi \cdot d \cdot \nu}.$$

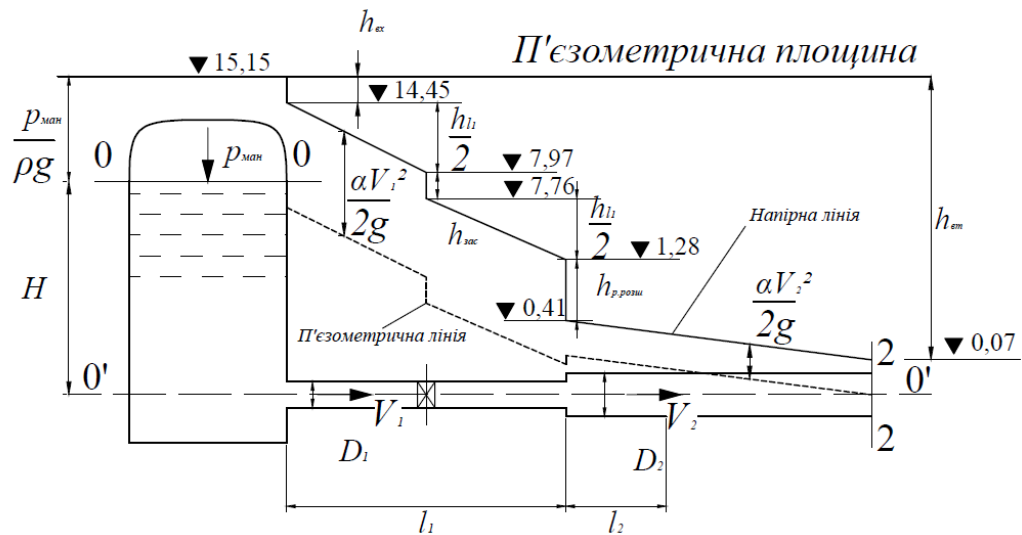
При $t=15^\circ\text{C}$ кінематична в'язкість $\nu = 1,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, тому:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,25 \cdot 1,15 \cdot 10^{-6}} = 53144.$$

$\text{Re} > \text{Re}_k$, тому режим руху – турбулентний.

4. Вода витікає з закритого резервуара при сталому напорі $H=7\text{м}$ по горизонтальному трубопроводу, що складається з двох ділянок.

Довжина ділянок відповідно $l_1=25 \text{ м}$, $l_2=35 \text{ м}$ діаметри $D_1=70 \text{ мм}$, $D_2=150 \text{ мм}$; гідравлічні коефіцієнти тертя $\lambda_1=0,026$, $\lambda_2=0,022$. Манометричний тиск на вільній поверхні води в резервуарі $p_{\text{ман}}=80 \text{ кПа}$. Посередині першої ділянки труби встановлена засувка. Визначити витрату води.



Запишемо рівняння Бернуллі для перерізів 0 – 0 та 2 – 2 відносно площини порівняння 0' – 0', що проведена через вісь труби:

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{\alpha V_0^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + \sum h_{вт},$$

де

$$\alpha \approx 1; p_0 = p_{ман}; V_0 \approx 0; z_0 = H.$$

Тоді:

$$H + \frac{p_{ман}}{\rho g} = \frac{\alpha V_2^2}{2g} + \sum h_{вт}$$

$$\sum h_{вт} = \xi_{вх} \frac{V_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{l_1}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} + \xi_{зас} \frac{V_1^2}{2g} + \xi_{р.розш.} \frac{V_2^2}{2g} + \lambda_2 \frac{l_2}{D_2} \frac{V_2^2}{2g}$$

Коефіцієнти місцевих опорів визначаємо за довідниковими даними:

$\xi_{вх} = 0,5$ – коефіцієнт місцевого опору входу з резервуару в трубу;

$\xi_{зас} = 0,15$ – коефіцієнт місцевого опору засувки;

$\xi_{р.розш.}$ – коефіцієнт місцевого опору при раптовому розширенні.

При

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{150}{70} = 2,14$$

$$\xi_{р.розш.} = 12,9\alpha_1$$

Тоді:

$$\xi_{р.розш.} = 12,9 \cdot 1,01 = 13,14$$

Середні швидкості V_1 і V_2 пов'язані між собою рівнянням нерозривності:

$$V_1 \omega_1 = V_2 \omega_2$$

Звідси:

$$V_1 = \frac{\omega_2}{\omega_1} V_2 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 V_2 = \left(\frac{150}{70}\right)^2 V_2 = 4,59 V_2$$

$$V_1^2 = 21,08V_2^2$$

Підставимо вихідні дані та обчислимо втрати напору:

$$\sum h_{em} = (0,5 + 0,026 \frac{25}{0,07} + 0,15) \frac{21,08}{2 \cdot 9,81} V_2^2 + (13,14 + 0,022 \frac{35}{0,15}) \frac{V_2^2}{2 \cdot 9,81}$$
$$\sum h_{em} = 10,68V_2^2 + 0,93V_2^2 = 11,61V_2^2$$

Підставивши $\sum h_{em}$ в рівняння Бернуллі, визначимо середню швидкість V_2 :

$$V_2 = 1,14 \text{ м/с}; V_1 = 4,59V_2 = 5,23 \text{ м/с}$$

Обчислюємо витрату потоку:

$$Q = V_1 \frac{\pi D_1^2}{4} = 5,23 \frac{3,14 \cdot 0,07^2}{4} = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}$$

ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ №2 «ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВІД»

1. Розрахунок параметрів об'ємних гідромашин та гідродвигунів.

До основних параметрів насосів та гідромоторів відносяться:

1) **робочий об'єм** насоса або гідромотора V_p , м³ – це різниця найбільшого і найменшого значень об'ємів робочої камери за один оберт валу або за подвійний хід робочого органу насоса.

2) **подача насоса** Q , м³/с – об'єм рідини, що перекачується насосом за одиницю часу. **Витрата гідромотора** – об'єм рідини, що споживається гідромотором за одиницю часу.

Теоретична подача (витрата) розраховується за формулою:

$$Q_T = V_p n,$$

де n – частота обертання, с⁻¹.

Номінальна частота обертання – найбільша частота обертання, при якій насос працює протягом встановленого строку служби зі збереженням параметрів в межах, встановлених нормативно-технічною документацією.

Дійсна подача насоса:

$$Q = Q_T \eta_v,$$

де η_v – об'ємний ККД.

Дійсна витрата рідини через гідромотор визначається за формулою:

$$Q = \frac{V_p n}{\eta_v}.$$

3) **тиск насоса** p , Па – різниця між тиском на вході та виході насоса.

Номінальний тиск – найбільший манометричний тиск, при якому насос працює протягом встановленого строку служби зі збереженням параметрів в межах, встановлених нормативно-технічною документацією.

4) **корисна потужність** N_k , Вт – це робота, яка передається насосом за одиницю часу:

$$N_k = pQ.$$

Споживана потужність (потужність гідромотора) N , Вт – потужність, підведена від двигуна:

$$N = M \omega = M 2\pi n,$$

де M – крутний момент на валу насоса (гідромотора), Нм; ω – кутова швидкість, с⁻¹.

Робочий об'єм шестеренного насоса (гідромотора) визначається за формулою:

$$V_p = \pi D_d h b = 2\pi m^2 z b$$

де $D_d = mz$ – діаметр ділильного колеса шестерні (рис. 12.5); $h \approx 2m$ – висота зуба; $m = r/\pi$ – модуль зчеплення; r – крок зачеплення; z – кількість зубців шестерні; b – ширина шестерні.

Крутний момент (Нм), що створює гідромотор (дійсний):

$$M = V_p \Delta p \eta_{гм} / 2\pi, \text{ де}$$

$\eta_{гм}$ – гідромеханічний ККД.

Робочий об'єм пластинчастого насоса одноходової дії визначають за залежністю:

$$V_p = 2e(2\pi R - zS)b,$$

де e – ексцентриситет; R – радіус статора; z – кількість пластин; S – товщина пластини; b – ширина пластини.

Робочий об'єм пластинчастого насоса двоходової дії визначають за залежністю:

$$V_p = 2b(R - r)(\pi(R + r) - zS),$$

де R – радіус більшої півосі статора; r – радіус ротора; b – ширина пластини.

Робочий об'єм аксіально-поршневої (плунжерної) гідромашини з похилим диском визначають за залежністю:

$$V_p = S_n h z = (\pi d^2 / 4) D \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot z,$$

де S_n – площа поршня; h – максимальний хід поршня; $D = h \cdot \operatorname{tg} \beta$; z – кількість поршнів; d – діаметр поршня; D – діаметр кола блока, на якому розміщені осі циліндрів; β – кут нахилу диска.

Робочий об'єм аксіально-поршневої (плунжерної) гідромашини з похилим блоком визначають за залежністю:

$$V_p = S_n h z = (\pi d^2 / 4) D \cdot \sin \beta \cdot z.$$

Робочий об'єм радіально-поршневої гідромашини одноходової дії:

$$V_p = S_n h z K,$$

де S_n – площа поршня; h – повний хід поршня; $h = 2e$; e – ексцентриситет; z – кількість поршнів; K – кількість рядів поршнів.

Робочий об'єм радіально-поршневої гідромашини багатоголової дії:

$$V_p = S_n h_1 z K m,$$

де h_1 – хід поршня за один цикл; m – кількість циклів.

Основними робочими і конструктивними параметрами силових гідроциліндрів є: внутрішній діаметр циліндра, зусилля, що розвивається, витрата рідини, потужність і ККД.

Внутрішній діаметр циліндра D є головним параметром; він характеризує геометричні розміри і технологію виготовлення гідроциліндра. За цим параметром визначають зусилля на штоку і швидкість руху поршня при робочому ході.

Наближений розрахунок.

Діаметр силового гідроциліндра (без урахування втрат тиску на подолання додаткових навантажень) визначають за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p_p}}$$

де F – корисне навантаження, p_p – робочий тиск, що приймається залежно від F .

За обчисленим розрахунковим діаметром D підбирають найближчий більший нормалізований діаметр. Внутрішній нормалізований діаметр гідроциліндрів має наступні значення в мм:

Основний ряд: 10 12 16 20 25 32 40 50
63 80 100 125 160 200 250 320
400 500 630 800

Додатковий ряд: 36 45 56 70 90 110 140 180
220 280 450 560 710 900

Діаметр штока d визначається в залежності від розрахункового тиску:

при $p_p \leq 2,5$ МПа	$d = (0,3 \div 0,35)D$
при $p_p \leq (6,4 \div 10)$ МПа	$d = 0,5D$
при $p_p \leq (16 \div 25)$ МПа	$d = (0,7 \div 0,75)D$

За обчисленим розрахунковим діаметром d підбирають найближчий більший нормалізований діаметр.

Уточнений розрахунок.

В процесі роботи силового гідроциліндра частина робочого тиску витрачається на подолання сил тертя в конструктивних елементах гідроциліндра, силу протитиску, динамічні навантаження, що виникають при розгоні і гальмуванні поршня гідроциліндра. Вважаючи прийнятий робочий тиск вихідним параметром, можна уточнити діаметр силового гідроциліндра. Для цього необхідно врахувати названі вище додаткові навантаження.

Зусилля, що розвивається гідроциліндром F' , дорівнює сумі статичного $F_{ст}$ та динамічного F_d навантажень:

$$F' = F_{ст} + F_d$$

Статичне навантаження визначається за формулою:

$$F_{ст} = F + F_T + F_{пр}$$

де F – корисне навантаження, F_T – сила тертя в конструктивних елементах, $F_{пр}$ – сила протитиску.

F_T визначається в залежності від обраних типів ущільнень на штоку і поршні, тобто:

$$F_T = \sum T_i$$

де t_i – сила тертя в i -му ущільненні.

Для отримання більш рівномірної швидкості руху поршня на зливній лінії з гідроциліндра створюється протитиск, сила якого позначається $F_{пр}$. Зазвичай протитиск створюється шляхом дроселювання робочої рідини. На рис. 1 представлена найпростіша схема демпфера.

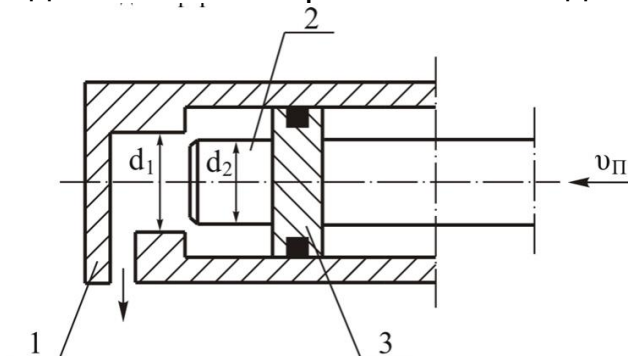


Рис. 1. Гідроциліндр з демпфером: 1 – корпус; 2 – хвостовик; 3 – поршень

Якщо умови роботи не накладають вимоги плавного руху робочого органу, то величину протитиску в розрахунок можна не вводити.

У машинах, верстатах, де робочий тиск малий, величину протидії рекомендується приймати в межах від 0,2 до 0,3 МПа.

У машинах і верстатах, де робочий орган розташований вертикально і не урівноважений контрвантажем, величину протитиску визначається вагою рухомих частин головки і гідроциліндра, поршня і т.д. і повинна бути на $0,2 \div 0,3$ МПа більше величини G/Ω , тобто:

$$p_{пр} = (0,2 \div 0,3) \cdot 10^6 + G/\Omega,$$

де G – вага рухомих частин (рис. 2), Н; Ω – площа перерізу порожнини гідроциліндра, m^2 .

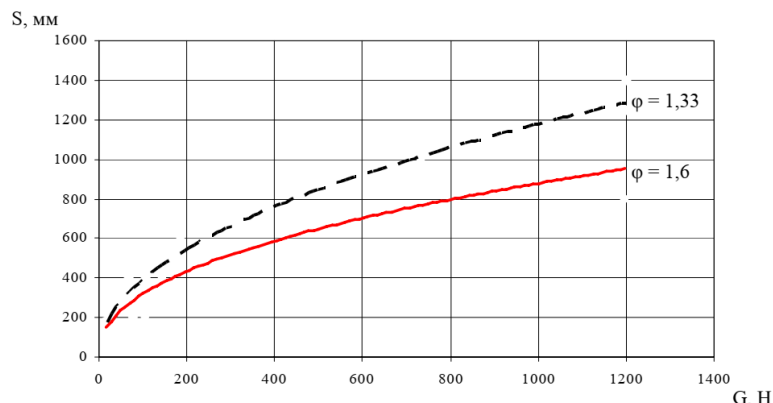


Рис. 2. Графік визначення ваги рухомих частин гідроциліндра

З урахуванням вищезазначеного, сила протитиску визначається за формулою:

$$F_{пр} = p_{пр} \cdot \Omega$$

Динамічну силу F_d , що виникає при розгоні і гальмуванні, можна наближено визначити, користуючись теоремою про зміну імпульсу і імпульс зовнішніх сил:

$$F_d \Delta t = (G/g) \Delta v, \text{ де}$$

$\Delta v = v_1 - v_2$ – різниця між максимальною та мінімальною швидкістю поршня; Δt – час прискорення або гальмування, приймається рівним $0,01 \div 0,5$ с.

Отже, формула для визначення динамічної сили має вигляд:

$$F_d = (G/g) \Delta v / \Delta t.$$

Остаточно, визначивши уточнене корисне навантаження, уточнений діаметр гідроциліндра визначається за формулою:

$$D' = \sqrt{\frac{4F'}{\pi p_p}}$$

Далі підбирається найближчий більший нормалізований діаметр гідроциліндра і уточнюється діаметр штока.

Розрахунок гідроциліндра на стійкість.

Гідроциліндри в процесі експлуатації під дією робочого тиску працюють як стиснуто-зігнуті балки змінного перерізу. Для забезпечення працездатності циліндра необхідно переконатися в стійкості штока під дією навантаження.

Для визначення стійкості гідроциліндра при відомому робочому зусиллі на штоку гідроциліндра можна скористатися наступною методикою.

За схемами (рис. 3) визначається фактор ходу гідроциліндра F_c в залежності від способу кріплення гідроциліндра.

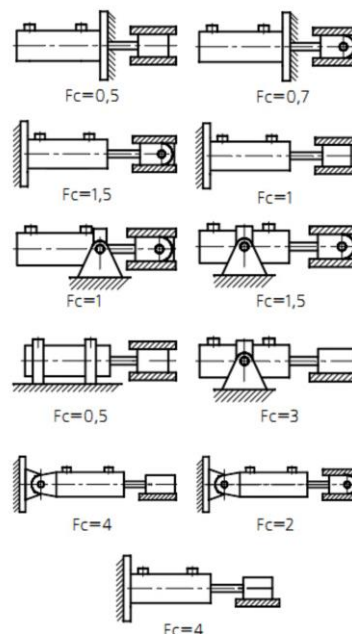


Рис. 3. Способи кріплення гідроциліндра

Далі визначається опорна довжина штока гідроциліндра L_0 :

$$L_0 = F_c \cdot S$$

де S – хід штока гідроциліндра.

Потім за графіком (рис. 4) визначається максимально допустима довжина штока гідроциліндра L_{\max} і її значення порівнюється з величиною L_0 . При цьому працездатність гідроциліндра (стійкість штока) буде забезпечена в разі виконання наступної умови:

$$L_0 \leq L_{\max}.$$

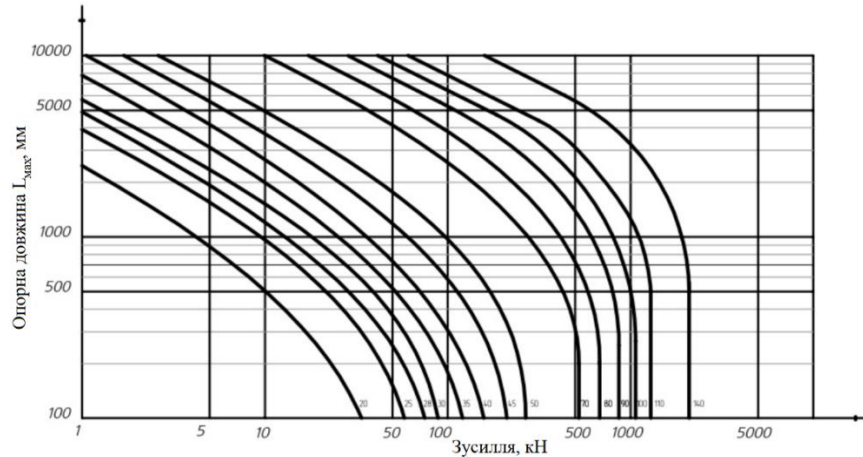


Рис. 4. Залежність опорної довжини від зусилля на штоці різного діаметру

Розрахунковий крутний момент на валу однопластинчастого поворотного гідродвигуна:

$$M = \frac{\Delta p \cdot b}{8} (D^2 - d^2).$$

Кутова швидкість обертання валу визначається за формулою:

$$\omega = \frac{\Delta p}{M} = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)b}.$$

Фактичні момент M_{ϕ} і кутова швидкість ω_{ϕ} будуть менше розрахункових у зв'язку з наявністю втрат тертя і витoku рідини, що характеризуються механічним η_m і об'ємним η_o ККД поворотного гідродвигуна:

$$M_{\phi} = \frac{\Delta p \cdot b}{8} (D^2 - d^2) \eta_m,$$

$$\omega_{\phi} = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)b} \eta_{ob}.$$

ККД гідропривода зворотно-поступального руху визначається за формулою:

$$\eta = \frac{P_{\nu}}{p_H Q_H} \eta_H.$$

ККД гідропривода обертального руху визначається за формулою:

$$\eta = \frac{M 2\pi n_M}{p_H Q_H} \eta_H.$$

ВАРІАНТИ ЗАВДАННЯ ДО ІНДИВІДУАЛЬНОЇ РОБОТИ №2

1. Шестеренний гідромотор має крутний момент M , Нм при частоті обертання його вала n , об/хв. Визначити витрату, тиск і потужність потоку рідини на вході у гідромотор, якщо його робочий об'єм V_p , см³, гідромеханічний ККД $\eta_{гм}$, об'ємний ККД η_v , а тиск рідини на зливі p_2 , кПа.

Варіант	M , Нм	n , об/хв	V_p , см ³	$\eta_{гм}$	η_v	p_2 , кПа
1	20	2000	10	0,94	0,92	150
2	45	1500	31,7	0,94	0,92	100
3	65	2000	32	0,94	0,92	150
4	75	2000	31,5	0,94	0,92	200
5	70	1500	45,7	0,95	0,92	100
6	95	2000	49,1	0,95	0,92	150
7	105	2000	50	0,95	0,92	150
8	110	2000	48,8	0,89	0,83	200
9	145	1500	69	0,95	0,92	150
10	160	1500	69	0,91	0,85	200

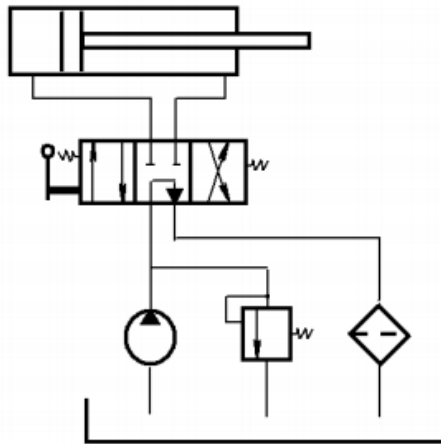
2. Визначити основні параметри шестеренного насоса (робочий об'єм, ширину та діаметр шестерні, потужність), що має подачу Q , л/хв, номінальний тиск p , МПа, частоту обертання n , об/хв, кількість зубців z , об'ємний ККД η_v , механічний ККД η_m .

№	Q , л/хв	p , МПа	n , об/хв	z	η_v	η_m
1	11	16	1500	10	0,9	0,8
2	18	16	1500	12	0,92	0,83
3	25	16	1500	14	0,95	0,83
4	32	16	1500	16	0,95	0,84
5	37	16	1500	18	0,95	0,85
6	46	16	1000	20	0,95	0,85
7	46	20	1000	20	0,95	0,84
8	58	20	1000	22	0,96	0,84
9	75	20	1000	24	0,97	0,85
10	93	20	1000	26	0,97	0,85

3. Принципова схема нерегульованого об'ємного гідропривода поступального руху наведена на рис. Відомо: діаметр гідроциліндра $d_c=100$ мм, діаметр штока $d_w=50$ мм, хід поршня $S=450$ мм, корисне зусилля на штоці при робочому ході P , сила тертя в ущільнювачах поршня і штока гідроциліндра F_m , частота робочих циклів (число циклів

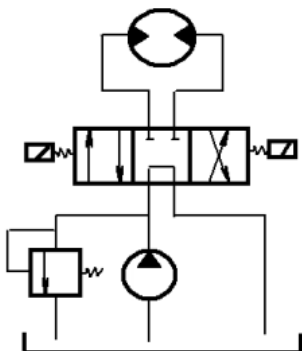
за секунду) i ; втрати тиску у розподільнику Δp_p , у фільтрі Δp_ϕ . Втрати тиску у гідролінії приймемо $\Delta p=0,1$ МПа.

Визначити: 1) подачу насоса Q_n ; 2) швидкість руху штока при робочому v_{px} і холостому v_{xx} ході (робочий хід відповідає виходу штоку з циліндра); 3) тиск насоса при робочому ході поршня p_{np} ; 4) ККД гідропривода при робочому ході η_p (ККД насоса прийняти рівним $\eta=0,8$).



Параметр	Одиниця вимірювання	Номер варіанта									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P	кН	12	25	30	50	40	35	25	12	50	50
F_T	кН	1,0	2,5	3,0	5,0	4,0	3,5	2,5	1,2	5,0	4,0
i	1/с	0,075	0,0725	0,031	0,105	0,105	0,096	0,15	0,15	0,14	0,2
Δp_p	МПа	0,1	0,1	0,2	0,2	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Δp_ϕ	МПа	0,1	0,1	0,15	0,1	0,1	0,1	0,15	0,1	0,1	0,1

4. Визначити необхідну подачу насоса та ККД гідропривода, якщо ККД насоса η_n , робочий об'єм гідромотора q_m , частота обертання вала гідромотора n_m , крутний момент на валу гідромотора M_m , механічний ККД гідромотора $\eta_{m,m}=0,8$, об'ємний ККД гідромотора $\eta_{m,o}=0,9$. Втрати тиску в розподільнику $\Delta p_p=0,25$ МПа. Довжина гідроліній l , внутрішній діаметр ліній d , кількість поворотів m , коефіцієнт місцевого опору одного повороту $\xi=0,2$, коефіцієнт гідравлічного тертя $\lambda=0,03$. Густина робочої рідини ρ .



Параметр	Одиниці вимірювання	Номер варіанта									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
η_n	—	0,7	0,75	0,78	0,72	0,75	0,70	0,77	0,79	0,70	0,72
q_m	$\text{м}^3 \cdot 10^{-6}$	200	180	160	140	125	112	100	90	80	71
n_m	с^{-1}	10	8	7	6	5	4	3	4	3	4
M_m	Н · м	100	80	60	50	40	30	25	20	15	10
l	м	5	6	7	8	9	5	6	7	8	9
d	м	0,025	0,02	0,02	0,025	0,02	0,25	0,2	0,2	0,15	0,15
m	—	4	6	4	6	4	6	8	4	6	8
ρ_m	$\text{кг}/\text{м}^3$	900	850	800	750	950	850	800	750	800	850

ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНОЇ РОБОТИ №2

1. Визначити загальний ККД гідромотора, якщо тиск рідини на вході $p_1=15$ МПа, витрата $Q=1,5$ л/с, частота обертання вала $n=14$ с⁻¹, крутний момент 150 Нм тиск на злив $p_2=0,05$ МПа, робочий об'єм гідромотора $V_p=100$ см³.

Перепад тиску на гідромоторі:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 15 - 0,05 = 14,95 \text{ МПа.}$$

Гідромеханічний ККД:

$$\eta_{GM} = \frac{2\pi M}{\Delta p \cdot V_p} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{14,95 \cdot 10^6 \cdot 10^{-6}} = 0,63.$$

Об'ємний ККД гідромотора знайдемо із відношення теоретичної подачі до дійсної:

$$\eta_V = \frac{Q_T}{Q} = \frac{V_p n}{Q} = \frac{100 \cdot 14}{1500} = 0,93.$$

Загальний ККД гідромотора визначимо за залежністю:

$$\eta = \eta_V \eta_{GM} = 0,93 \cdot 0,63 = 0,586.$$

2. Шестеренний насос має номінальний тиск $p_n=10$ МПа при частоті обертання $n=1400$ хв⁻¹. Визначити потужність, якщо ширина шестерні $b=30$ мм, діаметр початкового кола шестерні $D_0=60$ мм, число зубців $z=8$, об'ємний ККД $\eta_v=0,92$, загальний ККД насоса $\eta=0,8$.

Модуль зачеплення:

$$m = \frac{D_0}{z} = \frac{60}{8} = 7,5 \text{ мм.}$$

Робочий об'єм:

$$V_p = 2\pi D_0 m b = 2 \cdot 3,14 \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot 3 = 84,8 \text{ см}^3.$$

Подача насоса:

$$Q = V_p n \eta_V = 84,8 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1400}{60} \cdot 0,92 = 1,82 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Корисна потужність:

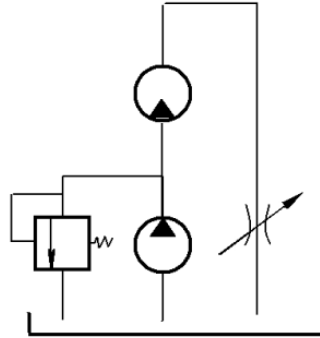
$$N_k = p_n Q = 10 \cdot 10^6 \cdot 1,82 \cdot 10^{-3} = 18,2 \text{ кВт.}$$

Потужність насоса:

$$N = \frac{N_k}{\eta} = \frac{1,82}{0,8} = 22,75 \text{ кВт.}$$

3. Визначити необхідну подачу насоса та ККД гідропривода, якщо ККД насоса $\eta_n=0,74$, робочий об'єм гідромотора $q_M=63 \cdot 10^{-6}$ м³, частота

обертання вала $n_M=12 \text{ с}^{-1}$, крутний момент на валу гідромотора $M_H=50 \text{ Н}\cdot\text{м}$. ККД гідромотора: механічний $\eta_{M.M}=0,82$, об'ємний $\eta_{M.O}=0,91$. Втрати (перепад) тиску в розподільнику $\Delta p_p=0,15 \text{ МПа}$. Довжина гідроліній (загальна) $l=1 \text{ м}$, діаметр труб $d=0,02 \text{ м}$. Коефіцієнт місцевого опору повороту труби (коліна) $\xi=0,2$, кількість поворотів $m=6$. Коефіцієнт гідравлічного тертя $\lambda=0,035$. Густина робочої рідини $\rho_M=780 \text{ кг/м}^3$.



Подача насосу, без врахування втрати рідини, дорівнює витраті рідини через гідромотор:

$$Q_n = Q_M = \frac{q_M n_M}{\eta_{M.O}} = \frac{63 \cdot 10^{-6} \cdot 12}{0,91} = 0,83 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Втрати тиску в гідролініях:

$$\Delta p = \rho_M \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{Q^2}{2\omega^2} = 780 \left(0,037 \frac{7}{0,02} + 1,2 \right) \frac{(0,83 \cdot 10^{-3})^2}{2 \left(\frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} \right)^2} = 36650 \text{ Па}.$$

Перепад тиску в гідромоторі:

$$\Delta p_M = \frac{2\pi M}{q_M \eta_{M.M}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 50}{63 \cdot 10^{-6} \cdot 0,82} = 6,1 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Необхідний тиск насосу:

$$\Delta p_n = \Delta p_M + 2\Delta p_p + \Delta p = 6,1 \cdot 10^6 + 2 \cdot 0,15 \cdot 10^6 + 0,037 \cdot 10^6 = 6,44 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

ККД гідроприводу:

$$\eta = \frac{M_n \omega \eta_n}{p_n Q_n} = \frac{50 \cdot 6,28 \cdot 12 \cdot 0,74}{6,44 \cdot 10^6 \cdot 0,83 \cdot 10^{-3}} = 0,53.$$

РЕКОМЕНДОВАНІ ДЖЕРЕЛА

1. Константинов Ю.М., Гіжа О.О. Технічна механіка рідини і газу: Підручник. - К.: Вища школа, 2002. – 277 с.
2. Гідравліка, пневматика, термодинаміка: навчальний посібник / М. С. Корець. – Київ: Вид-во НПУ імені М. П. Драгоманова, 2020. – 323 с.
3. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, І. А Неміровський, Л. Г.Козлов; МОНМС України, ВНТУ. – Вінниця: ВНТУ, 2013. – 273 с
4. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: курсове проектування: навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, В. П. Пурдик, С. В. Репінський; ВНТУ. – Вінниця, 2014. – 238 с.
5. Промисловий гідропривод: Практ. поради / З.Л. Фінкельштейн, О.М. Яхно, І.С. Корощупов, К.С. Коваленко. – Алчевськ: ДонДТУ; К.: НТУ, 2012. – 175 с.
6. Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика: підручник / Л. Є. Пелевін, Д. О. Міщук, В. П. Рашківський та ін.; МОН України, КНУБА. – Київ : КНУБА, 2015
7. Надійність, технічне діагностування та експлуатація гідро- і пневмоприводів: навч. посіб. / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедєв, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свиначенко; під ред. проф. П.М. Андренка. – Харків : Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2018. – 519 с.
8. Надійність гідромашин і гідроприводів: конспект лекцій / укладач В. Ф. Герман. – Суми: Сумський державний університет, 2014. – 84 с.